

(19)日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開平6-42618

(43)公開日 平成6年(1994)2月18日

(51)Int.Cl. <sup>5</sup>	識別記号	庁内整理番号	F I	技術表示箇所
F 1 6 H 61/00		8009-3 J		
15/38		8009-3 J		
// F 1 6 H 59:40		8009-3 J		
59:42		8009-3 J		
59:68		8009-3 J		

審査請求 未請求 請求項の数6(全 13 頁)

(21)出願番号 特願平4-218671

(22)出願日 平成4年(1992)7月23日

(71)出願人 000003137

マツダ株式会社

広島県安芸郡府中町新地3番1号

(72)発明者 若崎 章夫

広島県安芸郡府中町新地3番1号 マツダ  
株式会社内

(72)発明者 延本 秀寿

広島県安芸郡府中町新地3番1号 マツダ  
株式会社内

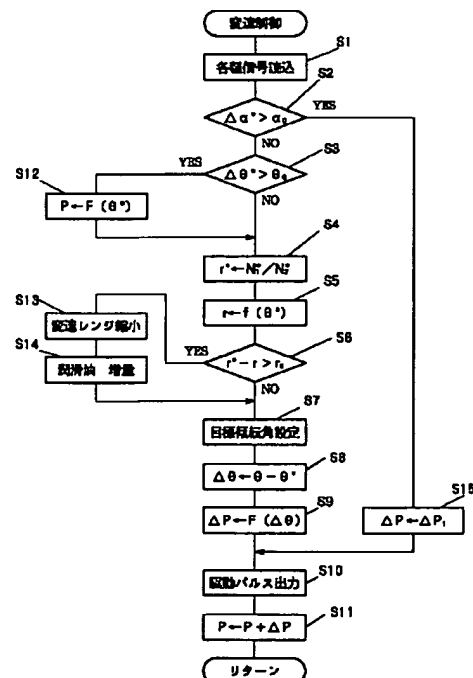
(74)代理人 弁理士 福岡 正明

(54)【発明の名称】 トロイダル型無段変速機の変速制御装置

## (57)【要約】

【目的】 ステッピングモータなどの電氣的に制御される変速アクチュエータを用いて、入、出力ディスク間に配置されたローラの傾転角を変化させて変速比を変化させるようにしたトロイダル型無段変速機において、上記変速アクチュエータの脱調を適切に検出することができ、ひいては変速制御を良好に行わせることを目的とする。

【構成】 第1、第2変速ユニットを構成するローラの傾転量を変化させるステッピングモータの作動を制御するコントローラに、上記ローラの傾転角を検出する傾転角センサからの信号を入力する。そして、出力回転数検出センサによって検出される実出力回転数に基づいて設定した目標傾転角と、上記傾転角センサによって検出される実傾転角との差分が所定の脱調判定値よりも大きいと判定したときには、ステッピングモータの特性関数に実傾転角を代入して、得られた値を積算パルス数に置き換える。



## 【特許請求の範囲】

【請求項1】 エンジン出力が入力される入力ディスクと、該入力ディスクと同軸上に対向配置された出力ディスクと、両ディスクに接触した状態で傾動可能に配置された複数のローラとで構成される変速ユニットを有し、電氣的に制御されて上記ローラの傾転角を変化させることにより上記変速ユニットを作動させて変速比を変化させる変速アクチュエータを備えたトロイダル型無段変速機の変速制御装置であって、上記ローラの傾転角を検出する傾転角検出手段と、予め傾転角に対応する変速アクチュエータの制御量の特性を記憶した制御特性記憶手段と、上記傾転角検出手段で検出される傾転角に対応する上記基準制御量と実際の出力制御量とを比較することにより変速アクチュエータの脱調を判定する脱調判定手段とが設けられていることを特徴とするトロイダル型無段変速機の変速制御装置。

【請求項2】 エンジン出力が入力される入力ディスクと、該入力ディスクと同軸上に対向配置された出力ディスクと、両ディスクに接触した状態で傾動可能に配置された複数のローラとで構成される変速ユニットを有し、電氣的に制御されて上記ローラの傾転角を変化させることにより上記変速ユニットを作動させて変速比を変化させる変速アクチュエータを備えたトロイダル型無段変速機の変速制御装置であって、上記ローラの傾転角を検出する傾転角検出手段と、予め傾転角に対応する変速アクチュエータの制御量の特性を記憶した制御特性記憶手段と、上記変速ユニットの入力回転数もしくは出力回転数のいずれかを検出して、予め入力回転数もしくは出力回転数をパラメータとして設定された特性に基づいて上記ローラの目標傾転角を算出する目標傾転角算出手段と、算出された目標傾転角が得られるように上記制御特性記憶手段に記憶された制御特性に従った制御信号を変速アクチュエータに出力して変速動作を行わせる変速制御手段と、上記傾転角検出手段で検出される傾転角に対応する上記基準制御量と実際の出力制御量とを比較することにより変速アクチュエータの脱調を判定する脱調判定手段とが設けられていることを特徴とするトロイダル型無段変速機の変速制御装置。

【請求項3】 エンジン出力が入力される入力ディスクと、該入力ディスクと同軸上に対向配置された出力ディスクと、両ディスクに接触した状態で傾動可能に配置された複数のローラとで構成される変速ユニットを有し、電氣的に制御されて上記ローラの傾転角を変化させることにより上記変速ユニットを作動させて変速比を変化させる変速アクチュエータを備えたトロイダル型無段変速機の変速制御装置であって、上記変速ユニットの入力回転数を検出する入力回転数検出手段と、該変速ユニットの出力回転数を検出する出力回転数検出手段と、上記ローラの傾転角を検出する傾転角検出手段と、これらの検出手段で検出される入、出力回転数及び傾転角のいずれ

か2つの実測値から残る1つの推定値を演算する演算手段と、該演算手段で演算された推定値と対応する実測値とを比較することにより上記変速ユニットのスリップ状態を判定するスリップ状態判定手段と、予め傾転角に対応する変速アクチュエータの制御量の特性を記憶した制御特性記憶手段と、上記傾転角検出手段で検出される傾転角に対応する上記基準制御量と実際の出力制御量とを比較することにより変速アクチュエータの脱調を判定する脱調判定手段とが設けられていることを特徴とするトロイダル型無段変速機の変速制御装置。

【請求項4】 スリップ状態判定手段によって変速ユニットのスリップ状態が判定されたときに変速領域を制限する変速領域制限手段が設けられていることを特徴とする請求項3に記載のトロイダル型無段変速機の変速制御装置。

【請求項5】 脱調判定手段によって変速アクチュエータの脱調が判定されたときに、現実の傾転角と出力制御量とに応じて変速アクチュエータの制御特性を補正する制御特性補正手段が設けられていることを特徴とする請求項1～3のいずれかに記載のトロイダル型無段変速機の変速制御装置。

【請求項6】 変速アクチュエータがパルス駆動されるステッピングモータであることを特徴とする請求項1～3のいずれかに記載のトロイダル型無段変速機の変速制御装置。

## 【発明の詳細な説明】

## 【0001】

【産業上の利用分野】この発明はトロイダル型無段変速機の変速制御装置に関する。

## 【0002】

【従来の技術】自動車に搭載される変速機として、エンジンの回転を無段階に変速して出力軸に伝達可能なトロイダル型無段変速機が知られている。このトロイダル型無段変速機は、エンジン出力が入力されて回転する入力ディスクと、該入力ディスクと同軸上に対向配置された出力ディスクと、該出力ディスクと上記入力ディスクとの間に両ディスクに接触した状態で傾動可能に配置された複数のローラとで構成される変速ユニットを有し、上記ローラを傾動させることによりその傾転角に応じて入力ディスクの回転を無段階に変速して出力ディスクに伝達するように構成されたものであるが、近年、この種の無段変速機においては、運転状態に応じた適切な変速制御を行うことを目的として、変速制御の電子化が行われている。

【0003】例えば特開昭62-270857号公報には、変速ユニットを構成するローラを傾動させるためのアクチュエータとしてサーボモータを設けると共に、入力ディスクの回転数と出力ディスクの回転数とから運転状態に応じた最適な変速比を設定して、この最適変速比が実現されるように上記サーボモータの回転角を変化さ

せることによりローラの傾転角を変化させるようにした構成が開示されている。

【0004】そして、この種の無段変速機においては、変速制御を更に緻密に行うために、変速アクチュエータとしてパルス駆動されるステッピングモータが採用されることがある。つまり、ステッピングモータは、その回転角が入力されるパルス数に対応してリニアに変化する出力特性を有することから、ローラの傾転角がステッピングモータに出力される駆動パルスに対応して一義的に変化することになって、この種の無段変速機における変速制御を更に精度よく行うことが可能となるのである。

【0005】しかしながら、上記のようにローラの傾転角を電氣的に制御される変速アクチュエータを用いて変化させるようにしたものにおいては、次のような問題を発生する可能性がある。その問題をステッピングモータを例にとりて説明する。

【0006】上記したようにステッピングモータは、その回転角が駆動パルスに追従して変化するようにになっているのであるが、所謂脱調と称して、パルス数の変化についていけず停止したり、正確な位置に停止できない場合がある。つまり、例えば駆動信号として150パルスを出力したとしても、実際には例えば130パルス分しか回転角が変化しないことがあるのである。このようにステッピングモータに脱調を生じた状態で放置しておけば、制御の基準点が狂い正確な変速制御を行えないことになる。

【0007】このような問題に対しては、例えば特開昭61-74953号公報には、トロイダル型無段変速機の最大減速位置を検出して、制御原点を補正する構成が示されている。また、特開昭64-3361号公報には、変速比(減速比)の増大方向に全域パルス数以上のパルス信号を発生させて、その後における変速比を最大減速比に近い所定の基準変速比とを比較することにより、制御原点を補正する構成が開示されている。

【0008】

【発明が解決しようとする課題】しかしながら、上記公報の従来技術のいずれにおいても、最大減速比を基準として変速アクチュエータの制御原点を補正するようにしているので、当該車両が中、高速状態で走行しているときには制御原点の補正ができないことになる。そのため、長時間にわたって連続して走行する場合には、実際の変速比が変速アクチュエータの脱調に起因して運転状態に対応した最適変速比から大きく外れてしまうことがあり、燃費性能や走行性能を悪化させるおそれがあるのである。

【0009】この発明は、ステッピングモータなどの電氣的に制御される変速アクチュエータを用いて、入、出力ディスク間に配置されたローラの傾転角を変化させて変速比を変化させるようにしたトロイダル型無段変速機における上記の問題に対処するもので、上記変速アクチ

ュエータの脱調を適切に検出することができ、ひいては変速制御を良好に行わせるようにすることを目的とする。

【0010】

【課題を解決するための手段】すなわち、本願の請求項1(以下、第1発明という)に係るトロイダル型無段変速機の変速制御装置は、エンジン出力が入力される入力ディスクと、該入力ディスクと同軸上に対向配置された出力ディスクと、両ディスクに接触した状態で傾動可能に配置された複数のローラとで構成される変速ユニットを有し、電氣的に制御されて上記ローラの傾転角を変化させることにより上記変速ユニットを作動させて変速比を変化させる変速アクチュエータを備えたトロイダル型無段変速機において、上記ローラの傾転角を検出する傾転角検出手段と、予め傾転角に対応する変速アクチュエータの制御量の特性を記憶した制御特性記憶手段と、上記傾転角検出手段で検出される傾転角に対応する上記基準制御量と実際の出力制御量とを比較することにより変速アクチュエータの脱調を判定する脱調判定手段とを設けたことを特徴とする。

【0011】また、本願の請求項2(以下、第2発明という)に係るトロイダル型無段変速機の変速制御装置は、エンジン出力が入力される入力ディスクと、該入力ディスクと同軸上に対向配置された出力ディスクと、両ディスクに接触した状態で傾動可能に配置された複数のローラとで構成される変速ユニットを有し、電氣的に制御されて上記ローラの傾転角を変化させることにより上記変速ユニットを作動させて変速比を変化させる変速アクチュエータを備えたトロイダル型無段変速機において、上記ローラの傾転角を検出する傾転角検出手段と、予め傾転角に対応する変速アクチュエータの制御量の特性を記憶した制御特性記憶手段と、上記変速ユニットの入力回転数もしくは出力回転数のいずれかを検出して、予め入力回転数もしくは出力回転数をパラメータとして設定された特性に基づいて上記ローラの目標傾転角を算出する目標傾転角算出手段と、算出された目標傾転角が得られるように上記制御特性記憶手段に記憶された制御特性に従った制御信号を変速アクチュエータに出力して変速動作を行わせる変速制御手段と、上記傾転角検出手段で検出される傾転角に対応する上記基準制御量と実際の出力制御量とを比較することにより変速アクチュエータの脱調を判定する脱調判定手段とを設けたことを特徴とする。

【0012】一方、本願の請求項3(以下、第3発明という)に係るトロイダル型無段変速機の変速制御装置は、エンジン出力が入力される入力ディスクと、該入力ディスクと同軸上に対向配置された出力ディスクと、両ディスクに接触した状態で傾動可能に配置された複数のローラとで構成される変速ユニットを有し、電氣的に制御されて上記ローラの傾転角を変化させることにより上

5

記変速ユニットを作動させて変速比を変化させる変速アクチュエータを備えたトロイダル型無段変速機において、上記変速ユニットの入力回転数を検出する入力回転数検出手段と、該変速ユニットの出力回転数を検出する出力回転数検出手段と、上記ローラの傾転角を検出する傾転角検出手段と、これらの検出手段で検出される入、出力回転数及び傾転角のいずれか2つの実測値から残る1つの推定値を演算する演算手段と、該演算手段で演算された推定値と対応する実測値とを比較することにより上変速ユニットのスリップ状態を検出するスリップ状態

検出手段と、予め傾転角に対応する変速アクチュエータの制御量の特性を記憶した制御特性記憶手段と、上記傾転角検出手段で検出される傾転角に対応する上記基準制御量と実際の出力制御量とを比較することにより変速アクチュエータの脱調を判定する脱調判定手段とを設けたことを特徴とする。

【0013】そして、本願の請求項4（以下、第4発明という）に係るトロイダル型無段変速機の変速制御装置は、上記第3発明の構成に加えて、スリップ状態判定手段によって変速ユニットのスリップ状態が判定されたときに変速領域を制限する変速領域制限手段を設けたことを特徴とする。

【0014】また、本願の請求項5（以下、第5発明という）に係るトロイダル型無段変速機の変速制御装置は、上記第1～第3発明の構成に加えて、脱調判定手段によって変速アクチュエータの脱調が判定されたときに、現実の傾転角と出力制御量とに応じて変速アクチュエータの制御特性を補正する制御特性補正手段を設けたことを特徴とする。

【0015】さらに、本願の請求項6（以下、第6発明という）に係るトロイダル型無段変速機の変速制御装置は、上記第1～第3発明における変速アクチュエータがパルス駆動されるステッピングモータであることを特徴とする。

【0016】

【作用】上記の構成によれば、次の作用が得られる。

【0017】すなわち、第1～第3発明のいずれにおいても、変速ユニットを構成するローラの傾転角を検出すると共に、該傾転角に対応する変速アクチュエータの基準となる制御量と実際の出力制御量とを比較することにより、変速アクチュエータの脱調を判定するようにしているため、運転状態にかかわらず変速アクチュエータの脱調が常時かつ確実に検出されることになる。

【0018】そして、第3発明によれば、例えば変速ユニットの入、出力回転数を検出してローラの傾転角（ないしは傾転角と所定関係にある変速比）の推定値を演算すると共に、この傾転角（ないしは変速比）の推定値と実測値とを比較することにより変速ユニットのスリップ状態を判定するようにしているため、変速ユニットのスリップ状態と変速アクチュエータの脱調状態とが確実に

6

区別されて検出されることになって、それぞれに適した対処が可能となる。

【0019】また、第4発明によれば、変速ユニットのスリップ状態が検出されたときには、変速領域が制限されることになるので、変速ユニットの耐久性が向上することになる。

【0020】そして、第5発明によれば、変速アクチュエータの脱調状態が検出されたときには、現実の傾転角と出力制御量とに応じて変速アクチュエータの制御特性が補正されることになるので、変速制御が精度よく行われることになる。

【0021】さらに、第6発明によれば、変速アクチュエータとしてステッピングモータが使用されている場合においても上記の作用が得られるので、ステッピングモータの長所を有効に利用しつつトロイダル型無段変速機の変速制御を良好に行うことが可能となる。

【0022】

【実施例】以下、本発明の実施例を図面に基づいて説明する。

【0023】図1は、本発明に係るトロイダル型無段変速機を含む車両の動力伝達系を示す全体概略構成図であって、この車両1は、エンジン2の出力軸2aに連結されてトルク増大作用を行うトルクコンバータ3と、このトルクコンバータ3の出力が伝達される減速装置としての遊星歯車機構10と、上記エンジン2の回転が入力されてその回転を無段階に変速可能なトロイダル型無段変速機30とを有し、上記遊星歯車機構10もしくはトロイダル型無段変速機30の出力、あるいはその両者の出力が出力軸4に伝達され、これにより、左右の後輪（図示せず）が回転駆動されるようになっている。

【0024】上記トルクコンバータ3は、エンジン2の出力軸2aに連結されたケーシング3aと一体のポンプ3bと、このポンプ3bに対向配置されて該ポンプ3bにより作動油を介して駆動されるタービン3cと、該タービン3cと上記ポンプ3bとの間に介設されてトルク増大作用を行うステータ3dとを有し、上記タービン3cと一体回転するタービンシャフト3eと、該タービンシャフト3eに外嵌され、かつ一端にワンウェイクラッチ3fを介して上記ステータ3dが連結されて変速機ケーシング5に一体とされた第1中空シャフト3gとが上記遊星歯車機構10に連結されている。更に、上記第1中空シャフト3gに外嵌され、かつ一端がケーシング3aに連結された第2中空シャフト3hの軸端部には、オイルポンプ6が設けられており、このオイルポンプ6がケーシング3aを介して上記エンジン2により駆動されるようになっている。

【0025】そして、上記遊星歯車機構10は、上記タービンシャフト3eと同軸上に直列配置された第1遊星歯車機構11および第2遊星歯車機構12を有し、エンジン2側に配置された第1遊星歯車機構11が後退用と

7

され、また、第2遊星歯車機構12が前進用とされており、上記第1遊星歯車機構11は、シングルピニオン式とされて、上記タービンシャフト3eに結合されたサンギヤ13を有し、該サンギヤ13に噛合するピニオン14を回転自在に支持するキャリア15が上記第1中空シャフト3gに結合され(変速機ケーシング5に固定)、更に、上記ピニオン14に噛合するリングギヤ16がリバースクラッチ17を介してタービンシャフト3eと同一軸線上に配置された上記出力軸4に連結されている。

【0026】一方、上記第2遊星歯車機構12は、ダブルピニオン式とされ、インナピニオン18が上記第1遊星歯車機構のピニオン14と一体化されていると共に、該第1遊星歯車機構11のサンギヤ13が第2遊星歯車機構12のサンギヤに共用されている。また、上記インナピニオン18とアウトピニオン19とを固定支持するキャリア20は、上記第1遊星歯車機構11のキャリア15と一体化されて第1中空シャフト3gを介して変速機ケーシング5に固定されている。更に、この第2遊星歯車機構12を構成するリングギヤ21は、フォワードクラッチ22およびワンウェイクラッチ23を介して上記出力軸4に連結されており、上記リバースクラッチ17が締結されたときには、タービンシャフト3eの出力が第1遊星歯車機構11を介して上記出力軸4に伝達され、これにより、左右の後輪が後退方向に回転駆動されるようになっている。一方、フォワードクラッチ22が締結されたときには、上記タービンシャフト3eの出力が第2遊星歯車機構12を介して上記出力軸4に伝達され、これにより、左右の後輪が前進方向に回転駆動される。

【0027】次に、上記トロイダル型無段変速機30の構成について、更に詳しく説明すると、このトロイダル型無段変速機30は、図1、図2に示すように、上記出力軸4上にそれぞれ配置された第1変速ユニット31と第2変速ユニット32とを有し、これらの各変速ユニット31、32は同様の構成とされており、上記出力軸4上に該軸に対して回転自在に設けられた入力ディスク33、33と、これらの入力ディスク33、33に対向配置されて出力軸4と一体回転する出力ディスク34、34と、各入力ディスク33、34間にそれぞれ配置されて両ディスクに接して回転し、かつ傾動可能とされた各一對のローラ35、35とを有する。

【0028】そして、図2に示すように、上記第1、第2変速ユニット31、32における各出力ディスク34、34が、出力軸4に対してそれぞれスプライン嵌合され、かつ第1変速ユニット31における出力ディスク34が、出力軸4に嵌合されたリング状の位置決め部材36により位置決めされた状態でベアリング37aを介して変速機ケーシング5に対して回転自在に支持されている。また、第2変速ユニット32における出力ディスク34が、上記出力軸4に一体的に形成された拡張部4

8

aと変速機ケーシング5との間に設けられて該出力軸4を回転自在に支持するベアリング37bにより位置決めされていると共に、上記各出力ディスク34、34間において第1、第2変速ユニット31、32における各入力ディスク33、33が隣接配置されており、これらの入力ディスク33、33間には、各入力ディスク33、33に対して相対回転可能とされた中間ディスク38が配置され、この中間ディスク38と各入力ディスク33、33との間に複数のローディングカム39…39がそれぞれ介装されており、これらの各カム39は、中間ディスク38と各入力ディスク33、33とが相対回転したときに、各入力ディスク33、33を各出力ディスク34、34側に押し付ける押圧力を発生させる機能を有し、上記エンジン2より各入力ディスク33a、33bに輸入される入力トルクが大きくなる程、各カム39による各入力ディスク33、33に対する押付力が増大するようになっている。

【0029】また、隣接配置された各入力ディスク33、33間には、出力軸4に遊嵌合され、かつ両端部が各入力ディスク33、33の背面に当接した状態でこれらの入力ディスク33、33とスプライン嵌合された連結部材40が配置されていると共に、この連結部材40と上記第2変速ユニット32における入力ディスク33との間に予圧手段としての皿バネ41が介装されており、この皿バネ41が、一方の入力ディスク33の背面に当接して該入力ディスク33を出力ディスク34側に押圧すると共に、該皿バネ41の付勢反力が上記連結部材40に作用し、該連結部材40により他方の入力ディスク33が出力ディスク34側に押圧されることにより、各変速ユニット31、32における一對の入出力ディスク33、34に所定の予圧が付与されるようになっている。

【0030】一方、図1、図2に示すように、上記中間ディスク38を介して各入力ディスク33にエンジン2の出力を入力するための入力軸42が出力軸4に平行に配置されており、この入力軸42のトルクコンバータ3側に位置する端部には第1ギヤ43が一体的に取り付けられており、該第1ギヤ43がアイドルギヤ44に噛合されていると共に、このアイドルギヤ44が、動力伝達経路切換クラッチ45を介して上記第2中空シャフト3hに接続される出力ギヤ46に噛合されている。また、上記入力軸42の他方の端部には、上記中間ディスク38と一体的に設けられた入力ギヤ47に噛合する第2ギヤ48が一体的に設けられている。これにより、上記動力伝達経路切換クラッチ45が締結された場合には、エンジン2の出力が入力軸42を介してトロイダル型無段変速機30における第1、第2変速ユニット31、32を構成する各入力ディスク33、33に輸入され、図1に示すように、各ローラ35、35の傾動角度に応じた所定に変速比(減速比)で各入力ディスク33、33の

回転が変速されて各出力ディスク34、34に伝達されるようになっている。

【0031】なお、本実施例においては、図2に示すように、第1変速ユニット31における出力ディスク34に、上記遊星歯車機構10の一部を構成するワンウェイクラッチ23の一端がスプライン嵌合されており、従って、上記遊星歯車機構10におけるフォワードクラッチ22を締結し、かつリバースクラッチ17を解放すると共に、上記動力伝達経路切換クラッチ45を締結した場合には、エンジン2の出力が遊星歯車機構10およびト

ロイダル型無段変速機30を介して出力軸4に出力されることになる。この場合、ワンウェイクラッチ23は、エンジン2の回転が後輪側より大きいときにロック状態とされ、これにより、発進時等のように大きなトルクが要求される場合には、エンジン2の出力がトルクコンバータ3により増大されて出力軸4に出力されることになる。

【0032】また、定常走行時には、上記ワンウェイクラッチ23がフリー状態とされて、エンジン2の出力が上記トロイダル型無段変速機30により走行状態に応じて変速されて出力軸4に出力されることになる。

【0033】更に、後退時には、上記リバースクラッチ17が締結され、かつフォワードクラッチ22が解放されると共に、動力伝達経路切換クラッチ45が解放されることになって、エンジン2の出力が遊星歯車機構10により減速されて出力軸4に出力されるようになっている。

【0034】ここで、上記トロイダル型無段変速機30を構成する第1、第2変速ユニット31、32における各一对のローラ35、35をそれぞれ傾動させるための油圧機構について説明する。なお、第1変速ユニット31側と第2変速ユニット32側とは同様の構成とされており、従って、第1変速ユニット31側の油圧機構について説明し、第2変速ユニット側については説明を省略する。

【0035】すなわち、図2、図3に示すように、上記第1変速ユニット31には、各ローラ35をそれぞれ回転自在に支持する一对の第1、第2トラニオン49a、49bが設けられており、これらのトラニオン49a、49bに偏心軸50a、50bを介して各ローラ35がそれぞれ回転自在に支持されていると共に、各トラニオン49a、49bには、上記後輪駆動軸4と直交する方向に延長された軸部材51a、51bがそれぞれ一体的に取り付けられている。

【0036】更に、変速機ケーシング5および該ケーシング5と一体の仕切壁部5aには、一对の支持部材52、53がそれぞれ取り付けられており、これらの支持部材52、53に上記第1、第2トラニオン49a、49bの上下両端部がそれぞれ球面軸受54…54により回転自在に支持されていると共に、上記各軸部材51

a、51bの下端が、仕切壁部5a下面に固設されたアッパハウジング55の開口部55aを貫通して該アッパハウジング55の下面に固設されたロアハウジング56の凹部56aにベアリング57により回転自在に支持されている。

【0037】そして、上記仕切壁部5aには、各トラニオン49a、49b毎の油圧シリンダ58、58がそれぞれ設けられており、各油圧シリンダ58は、仕切壁部5aと一体の隔壁部5bにより一对の油圧室58a、58bにそれぞれ分割されていると共に、上記隔壁部5bの内周部には、第1、第2トラニオン49a、49bと一体の各軸部材51a、51bと所定の間隙を隔てて該軸部材51a、51bの軸方向に延長された延長部5cが形成されている。また、上記各油圧室58a、58b内には、ピストン59a、59bがそれぞれ内装されており、一方のピストン59aにより各トラニオン49a、49bの軸端部に一体的に形成されたフランジ60、60が押圧されると共に、他方のピストン59bにより各軸部材51a、51bの軸端部に一体的に取り付けられたフランジ部材61、61が押圧されるようになっている。したがって、上記油圧室58a、58bのいずれか一方に油圧が導入された場合には、ピストン59aもしくはピストン59bにより各トラニオン49a、49bもしくは各軸部材51a、51bが軸方向、すなわち、図3の上下方向に移動され、これにより、各トラニオン49a、49bに回転自在に支持された各ローラ35の各入出力ディスク33、34に対する接触点に変化して各ローラ35が傾動され、これに伴って、各トラニオン49a、49bが軸廻りに回転するようになっている。

【0038】次に、上記各油圧シリンダ58の油圧室58a、58bに対する作動油の給排を制御する変速制御部の構成について説明すると、図3、図4に示すように、上記アッパハウジング55には、油圧源（図示せず）からの所定の圧力とされた作動油が供給されるメイン通路62aと、第1、第2変速ユニット31、32ごとに設けられた各油圧シリンダ58…58の油圧室58a、58bに対して上記メイン通路62aからの作動油を給排する第1通路62bと第2通路62cとがそれぞれ形成されている。そして、上記ロアハウジング56に変速制御部70が設けられており、該ロアハウジング56の一部が変速制御部70を構成する油圧コントロールバルブ71のバルブボディ72とされていると共に、このバルブボディ72内に軸方向に移動可能にスリーブ73が挿通され、かつ該スリーブ73内にスプール74が挿通されている。

【0039】上記スリーブ73には、上記メイン通路62aに連通されたメインポート73aと第1、第2通路62b、62cに連通された第1、第2ポート73b、73cとがそれぞれ形成されていると共に、上記スプー

11

ル74には、メインポート73aに連通する環状のグループ74aと、該グループ74aの左右に設けられて上記第1、第2ポート73b、73cをそれぞれ遮断するランド部74b、74cとが形成されている。

【0040】更に、上記オイルパン5dの側壁部5d'には変速アクチュエータとしてのステッピングモータ75が取り付けられており、このステッピングモータ75の回転軸75aには回転部材76が固設されており、この回転部材76の先端に一体的に形成されたネジ部76aには駆動部材77が螺合されている。そして、この駆動部材77には、ピン部材78が一体的に固着されており、このピン部材78の両端部が上記バルブボディ72に形成された上下一対の溝部72a、72aに係止されており、上記ステッピングモータ75の回転により回転部材76が回転すると共に、この回転に伴ってピン部材78により回転を規制された状態で駆動部材77が軸方向に移動され、これにより、スリーブ73が移動して、上記メインポート62aより第1もしくは第2供給ポート62b、62bを介して上記各油圧シリンダ58に作動油が供給されることになる。

【0041】また、上記スプール74の端部と第1変速ユニット31を構成するトラニオン49bと一体の軸部材51bの下端部との間には、フィードバック機構79が設けられており、このフィードバック機構79は、上記軸部材51bの下端部に固設されて該軸部材51bと一体回転する傾斜面80aが形成されたプリセカム80と、上記アッパハウジング55の所定位置に回転自在に設けられた回転軸81に固定されて該軸81を中心に揺動可能とされ、かつ上記プリセカム80に先端が当接する第1アーム82aと、同じく上記回転軸81に固定されて該軸81を中心に揺動可能とされ、かつ上記スプール74に形成されたスリット74bに先端に係合された第2アーム82bとを有する。

【0042】なお、上記フィードバック機構79における第1アーム82aをプリセカム80側に付勢する付勢手段としての圧縮コイルスプリング83が、上記駆動部材77とスプール74の一端との間に装着されている。

【0043】さらに、図5に示すように、コントローラ100が備えられている。このコントローラ100は、車速の代表特性として出力ディスク34の回転数を検出する出力回転数センサ101からの信号、エンジン負荷を代表するエンジンのスロットル開度を検出するスロットルセンサ102からの信号、入力回転数としてのタービン回転数を検出するタービン回転センサ103からの信号及びトラニオンの回転角を代表特性としてローラ35の傾転角を検出する傾転角センサ104からの信号を入力する。そして、これらの信号に基づいてステッピングモータ75を作動させることにより、運転状態に応じた変速制御を行うようになっている。なお、コントロー

12

ラ100は上記第1、第2変速ユニット31、32に供給される潤滑油量を調節する潤滑油制御弁90の作動を制御するようになっている。

【0044】次に、本案の特徴部分である変速制御を説明すると、この変速制御は例えば図6のフローチャートに従って次のように行われる。

【0045】すなわち、コントローラ100はステップS1で各種信号を読み込んだ上で、ステップS2でスロットル開度 $\alpha$ の前回値と今回値から求めたスロットル変化率 $\Delta\alpha$ が所定値 $\alpha_0$ よりも大きいかな否かを判定する。つまり、急激なアクセル操作が行われたかな否かを判定するのである。

【0046】コントローラ100はスロットル変化率 $\Delta\alpha$ が所定値 $\alpha_0$ よりも大きくないと判定したときには、ステップS3に進んで目標傾転角 $\theta$ の前回値と上記傾転角センサ104からの信号が示す実傾転角 $\theta^*$ との差分 $\Delta\theta^*$ が所定の脱調判定値 $\theta_0$ よりも大きいかな否かを判定する。つまり、ステッピングモータ75の脱調により実傾転角 $\theta^*$ が目標傾転角 $\theta$ に対して許容誤差範囲を超えて逸脱しているかな否かを判定するのである。コントローラ100は、実傾転角 $\theta^*$ と目標傾転角 $\theta$ との差分 $\Delta\theta^*$ が許容誤差範囲に含まれると判定したときには、ステップS4でタービン回転センサ103及び出力回転数センサ101からの信号がそれぞれ示す実入力回転数 $N^*_1$ から実出力回転数 $N^*_2$ を徐算して実変速比 $r^*$ を算出する一方において、ステップS5で傾転角 $\theta$ と変速比 $r$ との間に成立する次の関係式①、

$$r = f(\theta) \quad \dots\dots \textcircled{1}$$

に従って実傾転角 $\theta^*$ から理論変速比 $r$ を算出する。そして、ステップS6で実変速比 $r^*$ から理論変速比 $r$ を差し引いた値が所定のスリップ判定値 $r_0$ よりも大きいかな否かを判定して、上記値がスリップ判定値 $r_0$ よりも大きくないと判定したときにはステップS7に進んで目標傾転角 $\theta$ を設定する。

【0047】つまり、コントローラ100は、図7に示すように出力回転数とスロットル開度とをパラメータとして設定した変速マップに、実出力回転数 $N^*_2$ を照らし合わせて現実のスロットル開度 $\theta$ に対応する目標入力回転数 $N_1$ を設定する。そして、図8に示すように、予め入力回転数をパラメータとして設定した目標傾転角のマップに、上記の目標入力回転数 $N_1$ を照らし合わせて、該目標入力回転数 $N_1$ に対応する目標傾転角 $\theta$ を読み出すのである。

【0048】次いで、コントローラ100はステップS8を実行して、目標傾転角 $\theta$ から実傾転角 $\theta^*$ を減算して目標傾転角差 $\Delta\theta$ を算出すると共に、図9に示すように、傾転角をパラメータとして設定されたパルス数 $P$ を示すステッピングモータ75の特性関数 $F(\theta)$ に、上記のようにして求めた目標傾転角差 $\Delta\theta$ を当てはめて修正パルス数 $\Delta P$ を演算する。そして、ステップS10で

13

上記の修正パルス数 $\Delta P$ をステッピングモータ75に出力すると共に、ステップS11で修正パルス数 $\Delta P$ を積算パルス数Pに加算する。

【0049】一方、コントローラ100は上記のステップS3において、目標傾転角 $\theta$ の前回値と実傾転角 $\theta^*$ との差分 $\Delta\theta^*$ が脱調判定値 $\theta_0$ よりも大きいと判定したときには、ステップS12に移って上記の特性関数F( $\theta$ )に実傾転角 $\theta^*$ を代入して、得られた値を積算パルス数Pに置き換える。つまり、積算パルス数をローラ35、35の実際の傾転角に対応するように補正するの10である。

【0050】また、コントローラ100は上記ステップS6において、実変速比 $r^*$ から理論変速比 $r$ を差し引いた値がスリップ判定値 $r_0$ よりも大きいと判定したときには、ステップS13で変速レンジを縮小すると共に、ステップS14で潤滑油量が増大するように潤滑油制御弁90を作動させる。

【0051】なお、コントローラ100は上記ステップS2においてスロットル変化率 $\Delta\alpha$ が所定値よりも大きいと判定したときには、ステップS15へ分岐して修正20パルス数 $\Delta P$ として所定の修正パルス数 $\Delta P_1$ をセットして、該修正パルス数 $\Delta P$ をステッピングモータ75に出力するフィードフォワード制御を実行する。

【0052】上記の構成によれば次のような作用が得られる。

【0053】すなわち、実出力回転数 $N^*_2$ に基づいて設定される目標傾転角 $\theta$ と、ステッピングモータ75によって駆動されるローラ35の傾転量を示す実傾転角 $\theta^*$ とが殆ど相違しなければ、両者の差に対応する修正パルス数 $\Delta P$ の駆動信号がステッピングモータ75に出力され、それに伴って上記変速制御部70の作動によりローラ35の傾転角が変化することになる。30

【0054】一方、上記実傾転角 $\theta^*$ が目標傾転角 $\theta$ に対して脱調判定値 $\theta_0$ を超えるような変化を示すときには、積算パルス数Pが傾転角に対応して設定されたステッピングモータ75の特性関数F( $\theta$ )に実傾転角 $\theta^*$ を代入した値に補正される。これにより、ステッピングモータ75が脱調を生じたとしても、目標傾転角 $\theta$ を実現するような適切な駆動パルスがステッピングモータ75に出力されることになる。その場合に、ステッピングモータ75によって駆動されるローラ35の傾転角に基づいてステッピングモータ75の脱調を判定するようになっているので、運転状態にかかわらず脱調判定動作を常時行うことが可能となると共に、第1、第2変速ユニット31、32のスリップ状態に影響されことなく確実に脱調を判定することができる。40

【0055】また、実入力回転数 $N^*_1$ と実出力回転数 $N^*_2$ とから計算される実変速比 $r^*$ と、実傾転角 $\theta^*$ から上記関係式①に従って理論的に計算される理論変速比 $r$ とを比較することによって第1、第2変速ユニット31、50

14

32のスリップ状態を検出するようになっているので、これら変速ユニット31、32のスリップ状態が確実に検出されることになる。

【0056】そして、第1、第2変速ユニット31、32のスリップ状態が検出されたときには、図10の斜線領域で示すように変速レンジが、正常時よりも縮小されることになるので第1、第2変速ユニット31、32に過剰な負担がかかることがなく、これにより第1、第2変速ユニット31、32の耐久性が向上することになる。

【0057】その際に、第1、第2変速ユニット31、32に対する潤滑油量が増量されることになるので、第1、第2変速ユニット31、32を構成する入、出力ディスク33、34とローラ35との間の油膜切れが防止されると共に、接触部分の異常加熱が防止されることになる。

【0058】この実施例においては、ローラ35を直接的に傾動させるトラニオン49aの回転角を代表特性としてローラ35の傾転角を検出するようにしているが、フィードバック機構79を構成する回転軸81の回転角や、スリーブ73の移動量、あるいはステッピングモータ75の回転角をダイレクトに検出するようにしてもよい。

【0059】また、実入力回転数 $N^*_1$ と実傾転角 $\theta^*$ とにより変速制御を行うと共に、これらの値から算出した理論出力回転数 $N_2$ と実出力回転数 $N^*_2$ とを比較してスリップ状態を判定するようにしてもよく、あるいは実出力回転数 $N^*_2$ と実傾転角 $\theta^*$ とにより変速制御を行うと共に、これらの値から算出した理論入力回転数 $N_1$ と実入力回転数 $N^*_1$ とを比較してスリップ状態を判定するようにしてもよい。

【0060】

【発明の効果】以上のように本発明によれば、変速ユニットを構成するローラの傾転角を検出すると共に、該傾転角に対応する変速アクチュエータの基準となる制御量と実際の出力制御量とを比較することにより、変速アクチュエータの脱調を判定するようにしているので、運転状態にかかわらず変速アクチュエータの脱調が常時かつ確実に検出されることになる。

【0061】そして、第3発明によれば、例えば変速ユニットの入、出力回転数を検出してローラの傾転角(ないしは傾転角と所定関係にある変速比)の推定値を演算すると共に、この傾転角(ないしは変速比)の推定値と実測値とを比較することにより変速ユニットのスリップ状態を判定するようにしているので、変速ユニットのスリップ状態と変速アクチュエータの脱調状態とが確実に区別されて検出されることになって、それぞれに適した対処が可能となる。

【0062】また、第4発明によれば、変速ユニットのスリップ状態が検出されたときには、変速領域が制限さ



れることになるので、変速ユニットの耐久性が向上することになる。

【0063】そして、第5発明によれば、変速アクチュエータの脱調状態が検出されたときには、現実の傾転角と出力制御量とに応じて変速アクチュエータの制御特性が補正されることになるので、変速制御が精度よく行われることになる。

【0064】さらに、第6発明によれば、変速アクチュエータとしてステッピングモータが使用されている場合においても上記の作用が得られるので、ステッピングモータの長所を有効に利用しつつトロイダル型無段変速機の変速制御を良好に行うことが可能となる。

【図面の簡単な説明】

【図1】 本発明に係る変速制御装置を備えたトロイダル型無段変速機を含む車両の動力伝達系を示す全体概略構成図である。

【図2】 トロイダル型無段変速機の構成を示す拡大断面図である。

【図3】 図2におけるA-A線よりみたトロイダル型無段変速機を構成する第1変速ユニットの断面図である。

【図4】 変速制御部周辺の拡大断面図である。

【図5】 無段変速機の制御システム図である。

【図6】 コントローラが行う変速制御を示すフローチ

ャート図である。

【図7】 変速制御に用いる変速マップを示す運転領域図である。

【図8】 入力回転数をパラメータとする目標傾転角のマップである。

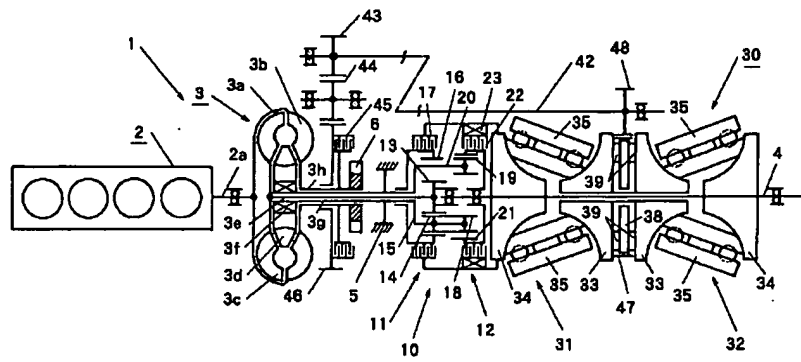
【図9】 傾転角をパラメータとするステッピングモータの出力特性図である。

【図10】 スリップ判定時に採用される変速領域を示す領域図である。

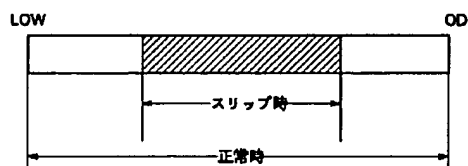
【符号の説明】

4	出力軸
30	トロイダル型無段変速機
31	第1変速ユニット
32	第2変速ユニット
33	入力ディスク
34	出力ディスク
35	ローラ
49a, 49b	トラニオン
58	油圧シリンダ
75	ステッピングモータ
100	コントローラ
101	出力回転数センサ
103	タービン回転数センサ
104	傾転角センサ

【図1】

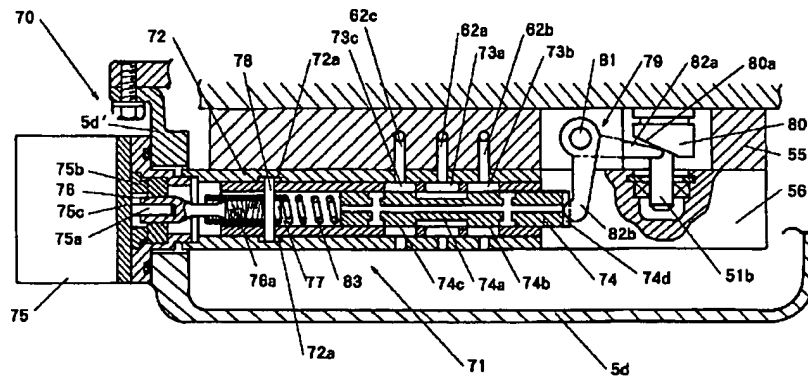


【図10】

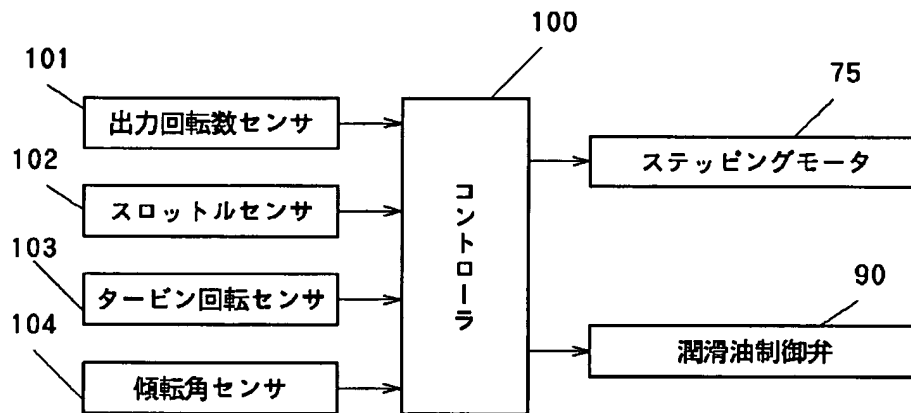


This technical drawing shows a detailed cross-sectional view of a complex mechanical assembly, possibly a hydraulic pump or a specialized engine component. The device features a central chamber (4) surrounded by two main vertical pistons or plungers (35). These are connected to a common horizontal shaft or linkage system (5c) at the bottom. The entire mechanism is housed within a robust casing (31) with various ports and seals. Numerous other components like valves (54), springs (58), and structural supports (70, 75) are visible. The drawing uses standard engineering conventions with hatching to indicate different materials and cross-sections.

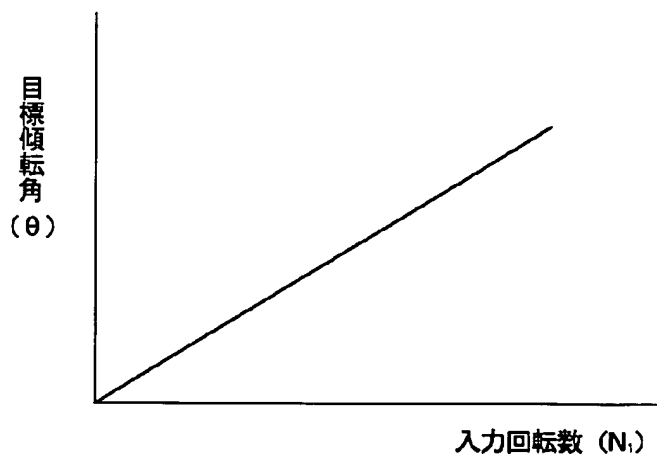
【図4】



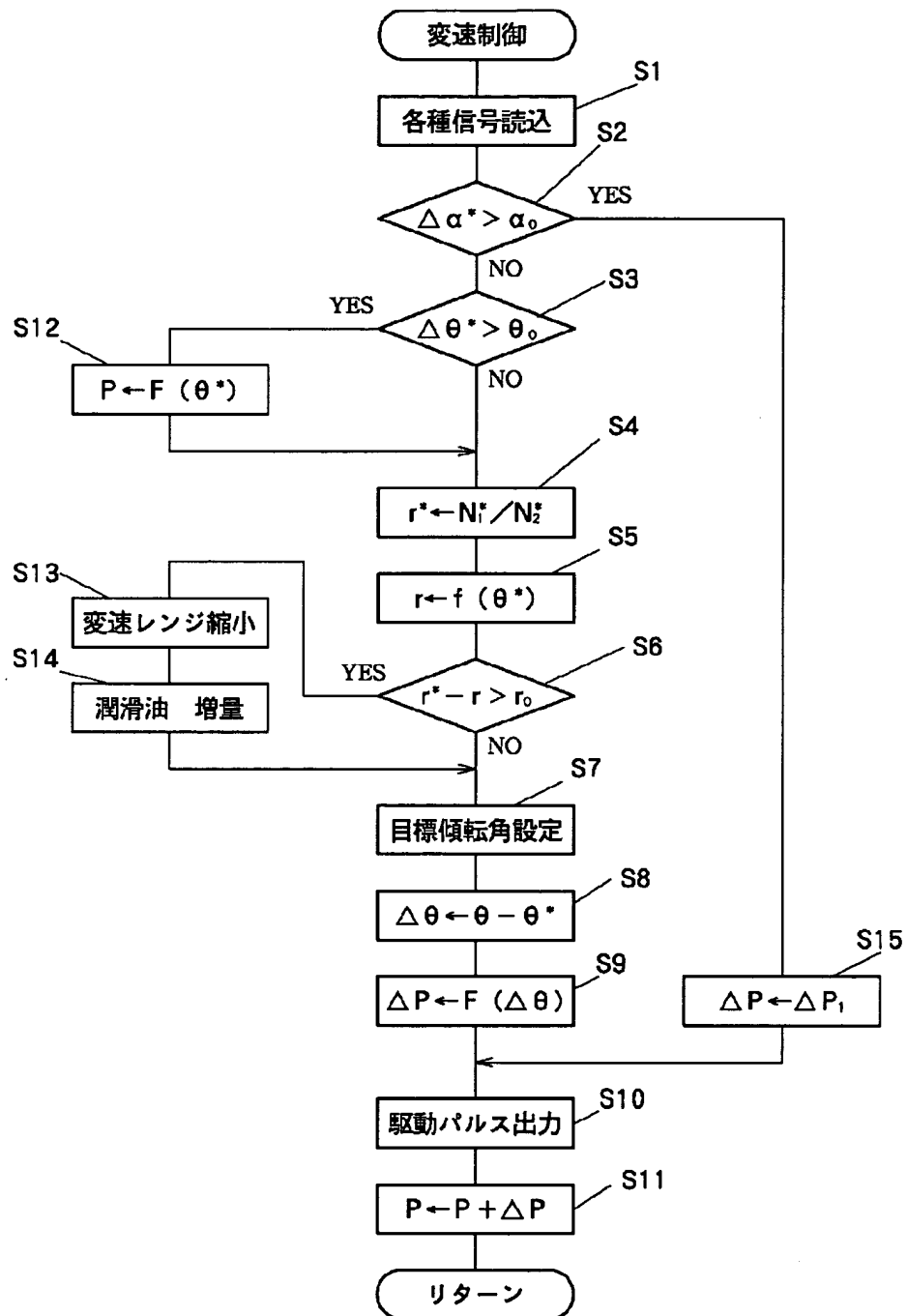
【図5】



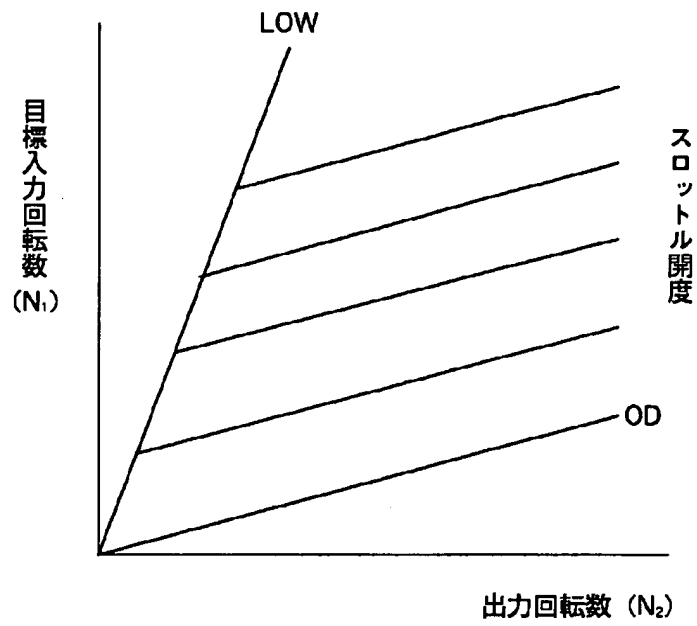
【図8】



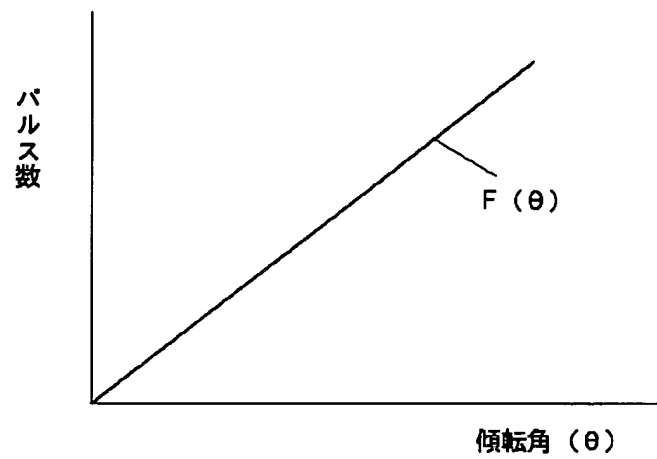
【図6】



【図7】



【図9】



PAT-NO: JP406042618A

DOCUMENT-IDENTIFIER: JP 06042618 A

TITLE: DEVICE FOR CONTROLLING SPEED CHANGE FOR TROIDAL TYPE  
CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSION

PUBN-DATE: February 18, 1994

INVENTOR-INFORMATION:

NAME

WAKASAKI, AKIO

NOBEMOTO, HIDETOSHI

ASSIGNEE-INFORMATION:

NAME

MAZDA MOTOR CORP

COUNTRY

N/A

APPL-NO: JP04218671

APPL-DATE: July 23, 1992

INT-CL (IPC): F16H061/00, F16H015/38

US-CL-CURRENT: 476/10, 476/42 , 477/37

ABSTRACT:

PURPOSE: To detect power swing of a speed change actuator surely at all times regardless of operating states by detecting a tilt angle of a roller in a speed change unit, and also by comparing a reference control amount of a transmission actuator corresponding to the tilt angle with an output control amount.

CONSTITUTION: In a vehicle 1, output from a torque converter 3 connected to an engine 2 is transmitted to a planetary gear mechanism 10, and the output rotational speed is changed by means of a continuously variable transmission 30. In this case, the continuously variable transmission 30 is constituted by arranging plural identical speed change units 31 and 32 on an output shaft 4. The respective speed change units 31 and 32 are constituted by arranging rotary tiltable rollers 35 between an input disk 33 and an output disk 34 so as to rotate being in contact with these disks. In this case, the tilt angle of the roller 35 is detected. Characteristics of the control amount corresponding to

the tilt angle of the speed change actuator, which is varying the tilt angle, is stored preliminarily. Furthermore, power swing of the speed change actuator is judged by comparing the reference control amount corresponding to the detected tilt angle with the actual output control amount.

COPYRIGHT: (C)1994,JPO&Japio